

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
Fakulta Strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

**Zařízení pro měření předpětí řetězů u důlních hřeblových
dopravníků**

**Measuring Device for Measuring of a Chain Preload for
Drag Chain Conveyers**

Student: Roman Matusik

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Arnošt Ševčík, CSc.

Ostrava 2009

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci, včetně příloh, vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Arnoštu Ševčíkovi, CSc., jehož cenné rady a odborné připomínky přispěly ke konečné podobě této bakalářské práce.

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).

V Ostravě

.....

podpis studenta

Anotace bakalářské práce

MATUSIK, R. *Zařízení pro měření předpětí řetězů u důlních hřeblových dopravníků.* Ostrava: katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní, VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009, 35s. Bakalářská práce, vedoucí Ševčík, Arnošt.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem zařízení, které slouží k měření předpětí řetězů u důlních hřeblových dopravníků. Výpočet je proveden v souladu s podmínkami normy ČSN EN 1127-2 pro zařízení použité v důlních nebezpečných atmosférických podmínkách. V úvodu práce je uveden průzkum zařízení užívaných pro malou mechanizaci v hlubinných dolech. Pro zadané silové poměry v řetězech je navrženo kinematické a hydraulické schéma, na jejichž základě jsou spočteny a zkontrolovány hlavní části měřicího přístroje. Příložená dokumentace je zhotovena pomocí programu AutoCAD 2007.

Annotation of Thesis

MATUSIK, R. *Measuring device for measuring of a chain preload for drag chain conveyers.* Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanismus, Faculty of Mechanical Engineering, VŠB-Technical University of Ostrava, 2008, 35 p. Thesis, head: Ševčík, Arnošt.

The Thesis deals with construction of measuring device for measuring of chain preload for drag conveyers. Calculation is made in conformity of conditions used in standard ČSN EN 1127-2 for devices used in dangerous coal mines conditions. In the beginning of the work, there is introduced research of devices, which are used to small machinery in coal mines. Kinematical and hydraulic solution is created for chain preload, and all main parts are calculated for strength control. Drawing documentation is created in program AutoCAD 2007.

Obsah

1.	Úvod.....	7
2.	Použitá označení	8
3.	Přehled zařízení používaných pro malou hlubinnou mechanizaci	10
	Stříhačky vysokopevnostních řetězů	10
	Stříhačka matic SMH 30.....	12
	Pila hydraulická	12
	Ruční hydraulická čerpadla.....	13
4.	Úvod do problematiky	15
	Hřeblový dopravník	15
	Základní části hřeblového dopravníku:.....	16
	Poháněcí stanice:	16
5.	Definice problematiky mobilního zařízení pro měření předpětí řetězů v dolech:.....	20
6.	Způsob práce mobilního zařízení pro měření předpětí řetězů v dolech.....	21
7.	Návrh kinematického a hydraulického schématu zařízení.....	22
	Kinematické schéma	22
	Návrh hydraulického schéma zařízení	23
	Silový rozbor na zařízení	25
8.	Výpočet rozhodujících částí zařízení	25
	Výpočet čepu	29
	Návrh a výpočet rozměrů šroubu.....	29
	Výpočet výšky matice.....	32
9.	Závěr	34
10.	Seznam použitých pramenů	35

1. Úvod

Zařízení pro měření předpětí řetězů u důlních hřeblových dopravníků mají v důlním průmyslu velice důležitou roli. Správná funkce zařízení je přínosem zejména z ekonomického hlediska, jež je hlavní součástí obchodní strategie každé firmy. Správné přepětí řetězů u má totiž za následek menší opotřebení částí hřeblových dopravníků a tudíž je relativně zvýšena jejich životnost.

Při návrhu tohoto zařízení je nutné brát v potaz mnoho faktorů a hledisek. Ta jsou především zaměřena na: hmotnost samotného zařízení, prostor ve kterém je se zařízením nutno pracovat a manipulovat, dostupnost připojení k hydraulickému obvodu, bezpečnost práce, cena zařízení a podmínky provozu.

Zásady této bakalářské práce jsou: úvodní průzkum zařízení pro malou mechanizaci v hlubinných dolech, návrh samotného zařízení s popisem jeho ovládání a zpracování návrhu a výpočtu jeho hlavních částí.

Výpočet je proveden s ohledem na normu ČSN EN 1127-2 pro zařízení k použití v důlních nebezpečných atmosférických podmínkách.

Pro pevnostní výpočet byly zvoleny následující konstrukční prvky: čepy, stojiny zařízení a vymezovací šroub.

Bakalářská práce je doplněna výkresem sestavy, výkresem vymezovacího šroubu a hydraulickým schématem zařízení.

2. Použitá označení

p	tlak	MPa
t	rozteč	mm
d	průměr oka řetězu	mm
M_{omax}	maximální ohybový moment	k.N.mm
z	počet závitů	-
F_1	síla odporu pohybu dopravovaného materiálu	kN
F_2	síla odporu proti pohybu	kN
Re	mez kluzu	MPa
L	délka dopravníku	
h	výška matice	mm
g	gravitační zrychlení	m.s^{-1}
p_p	pracovní tlak	MPa
F_v	síla v hydraulickém válci	kN
F_s	síla ve šroubu	kN
R	síla v řetězu	kN
p_v	tlak v hydraulickém válci	MPa
J_s	vnitřní průměr hadic	mm
p_D	dovolený tlak	Mpa
A, B, R, H, b	rozměry stojin	mm
D_v	průměr hydraulického válce	MPa
R_m	mez pevnosti	MPa
σ_D	dovolené napětí	MPa
τ_D	smykové napětí	Mpa
$d_{\check{c}}$	průměr čepu	mm
W_o	průřezový modul v ohybu	mm^3
$d_{\check{c}v}$	průměr čepu hydraulického válce	mm
d_3'	průměr jádra závitu	mm
P	rozteč	mm
d	velký průměr závitu šroubu	mm
D	velký průměr závitu matice	mm
d_1	malý průměr závitu šroubu	mm

D_1	malý průměr závitu matice	mm
d_2	střední průměr závitu šroubu	mm
D_2	střední průměr závitu matice	mm
d_3	malý průměr závitu šroubu ve vrcholu zaoblení záv.dna	mm
H	hloubka závitu	mm
σ_{RED}	redukované napětí	MPa
z_{min}	minimální počet zubů	-
h_m	výška matice	mm
$S_1, S_2, S_3,$	plocha	mm ²
τ	statický krut	MPa

3. Přehled zařízení používaných pro malou hlubinnou mechanizaci

V hlubinných dolech je zapotřebí kontrolovat, opravovat a případně seřizovat různé části a mechanismy dobývacích strojů a dalšího důlního příslušenství. K tomuto účelu slouží zejména zařízení pro tzv. malou důlní mechanizaci. Z velké části se jedná o zařízení mobilní, kterým lze snadno manipulovat a dopravit jej tedy na místo potřeby.

Stříhačky vysokopevnostních řetězů

Stříhačky vysokopevnostních řetězů jsou určeny pro stříhání řetězů s pevností max. 1100 MPa. Maximální průměr stříhaného řetězu je 30 -38 mm dle typu stříhačky.

ALAN 30.21 má oddělenou multiplikační část od stříhací hlavy s pracovním válcem, tzn. že stříhání řetězů se může uskutečnit v jakémkoliv "poloze" tělesa (i pod TH dopravníkem atp.). Jako zdroj tlakového média je doporučen Multiplikátor MH 1N (a) nebo Agregát ruční hydraulický ARH 75 (b).



Obr. 3.1 – Stříhačka vysokopevnostních řetězů ALAN 30.21

Typ		ALAN 30.11	ALAN 30.21	ALAN 34.2	ALAN 34.21	ALAN 34.23	ALAN 34.3
Max. prac. tlak ve válci	MPa	75	75	32	32	75	75
Max. střížná síla	kN	700	700	1000	700	920	920
Max. průměr stříh.řetězu	mm	30	30	38	34	38	38
Max. pevnost stříh.mat.	MPa	1100	1100	1100	1100	1100	1100
Pracovní médium		emulze nebo hydraulický olej		emulze	emulze	hydraulický olej	emulze nebo hydraulický olej
Tlak prac. média	MPa	20-32	20-32	32	32	Ruční čerp. 75MPa	32
Hmotnost stříhačky	kg	31	39	64,8	58	41 + 10 (čerp.)	a) 44,5 b) 10,5
Rozměry: d x š x v	mm	495x183x270	c) 280x207x248 d) 252x200x232	596x340x278	512x340x278	385x287,5x250	385x270x250

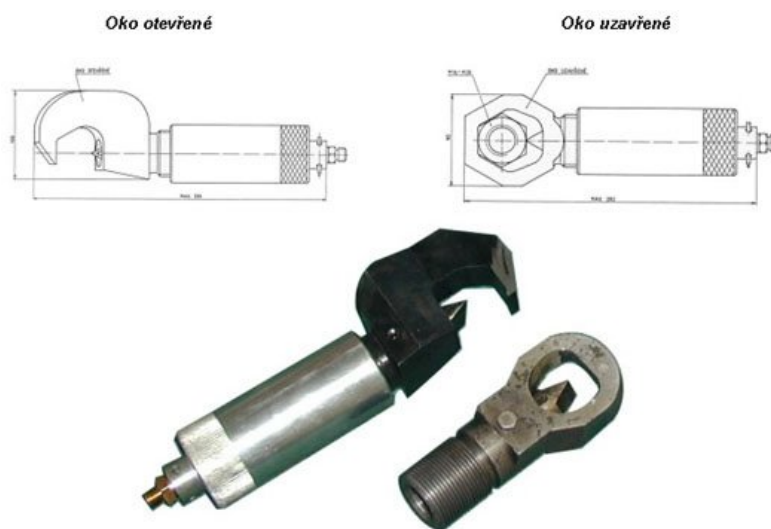
Tab. 3.1 - Tabulka základních parametrů stříhaček vysokopevnostních řetězů

Výrobky splňují podmínky pro použití v prostředí "nebezpečné atmosférické podmínky" dle ČSN EN 1127-2.

Stříhačka matic SMH 30

Stříhačka matic SMH 30 se používá k radiálnímu stříhání poškozených nebo zkorodovaných matic šroubových spojů jiným způsobem nedemontovatelných v rozmezí velikostí M 16 až M 30 (dle použitého typu oka).

Stříhačka se skládá z tělesa stříhačky s okem - uzavřeným nebo otevřeným, hydraulického jednočinného válce, pístu s pístnicí a vyměnitelného nože. Jako zdroj tlaku se používají ruční hydraulické agregáty nebo čerpadla např. ARH 75 nebo Z 324, které jsou se stříhačkou matic spojeny vysokotlakou hadicí (není předmětem dodávky).



Obr. 3.2 – Stříhačka matic SMH 30

Pila hydraulická

Pila hydraulická PH 350 je přenosné hydraulické (emulzní) ruční nářadí, určené k řezání kovových materiálů letmo uchyceným pilovým listem. Pila sestává ze základního tělesa, přímočarého hydro motoru, vedení pístnice a příslušenství.

Pila se při řezání upíná přímo na řezaný materiál pomocí speciálního přípravku nebo se upíná do univerzální přípravku.



Obr. 3.3 – Hydraulická pila PH 350

Ruční hydraulická čerpadla

Ruční hydraulická čerpadla jsou zdrojem vysokého tlaku kapaliny pro přenos energie u hydraulických válců nebo jiných hydraulických zařízení.



Obr. 3.4 – Ruční hydraulické čerpadlo

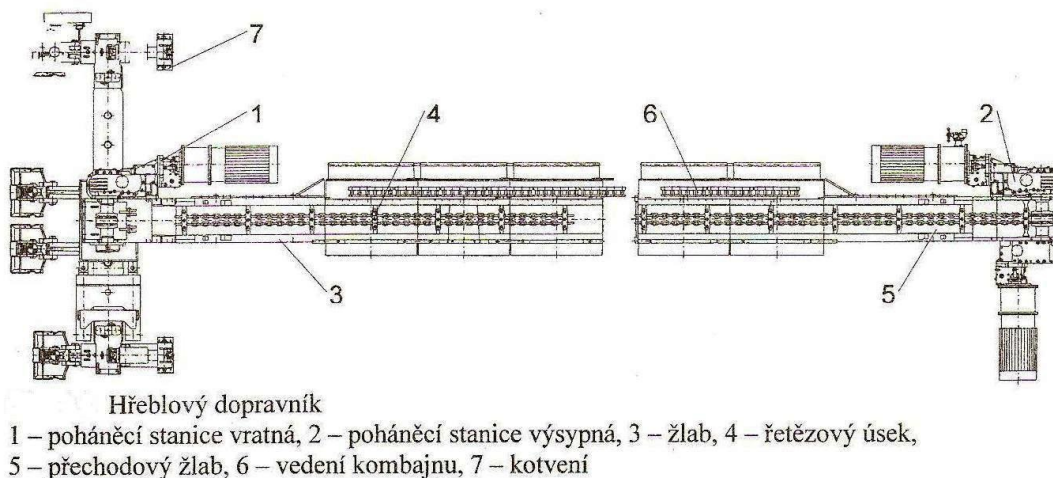
4. Úvod do problematiky

Hřeblový dopravník

Hřeblový dopravník je jednou z hlavních částí pluhovacího zařízení sloužícího zejména k transportu rozpojeného uhlí z důlního porubu. Na rámu dopravníku je rovněž umístěn pohon pluhu. Hřeblové dopravníky se vyznačují robustní konstrukcí a velkými rozměry. Dopravník je takto koncipován, protože je nutné, aby konstrukce vydržela velké hmotnosti odrubané horniny a aby v důsledku jejího transportu, nedošlo k mechanickému opotřebení dopravníku.

Základní popis hřeblového dopravníku:

Základem hřeblového dopravníku je žlab, v němž se pohybují hřeblo upevněná na dvou nebo více řetězech tažených hnacími řetězovými růžicemi. Hřeblo unášejí materiál ve žlabech k výsypnému konci dopravníku.



Obr. 4.1 – Hřeblový dopravník

Základní části hřeblového dopravníku:

- poháněcí stanice
- vratná stanice
- tratě složené ze žlabu a z řetězových úseků z hřebly
- kotvení
- elektrická regulace
- případně další vybavení

Poháněcí stanice:

Slouží k pohonu hřeblového dopravníku. V podstatě ji tvoří poháněcí jednotka a hřídel s řetězovými růžicemi (koly), které přenášejí rotační pohyb na posuvný - pohyb řetězu.

Poháněcí stanice se dále skládá z těchto částí:

- rám poháněcí stanice
- řetězový buben
- převodovka
- spojka
- elektromotor

Rám poháněcí stanice spojuje do celku všechny dílčí části hřeblového dopravníku. Je to masivní konstrukce, která je opatřena úchyty pro spojení z kotvicími prvky a na které se obvykle nachází zřízení pro správné nastavení polohy a napnutí tratě.

Řetězový buben je válcového tvaru, na jehož obvodu se nacházejí lůžka odpovídající rozměrům řetězu, který je na daném hřeblovém dopravníku použit. Počet lůžek odpovídá počtu řetězů použitým na dopravníku. Kroutící moment je díky řetězce měněn na obvodovou

sílu, která je tažnou silou řetězu. Pro zabezpečení správné funkce dopravníku je nutné aby řetězy byly správně napnuty a k tomu slouží napínací zařízení.

Převodovka zajišťuje přeměnu otáček elektromotoru na požadované otáčky řetězového bubnu, který odpovídá rychlosti pohybu řetězu dopravníku. V praxi se užívají převodovky jedno rychlostní, v některých případech se však lze setkat s převodovkami o dvou rychlostech, kdy menší z rychlostí slouží pro rozjetí naplněného dopravníku.

Vratná stanice používá se pouze při osazení pohonu na jednom konci dopravníku. Je tvořena osou s řetězovými koly uloženou v ložiskách. Někdy bývá současně i stanicí napínací.

Trat' hřeblových dopravníků se skládá z jednotlivých žlabů spojený v jeden celek, který přenáší značné síly v podobě přesunu mechanizované výztuže a průjezdu dobývacího stroje. Žlab dopravníku tvoří koryto, ve kterém jsou vedeny řetězy a na nichž jsou připevněny hřebly.

Žlaby - jsou to tuhé svařované celky s délkou od 1500 do 3000 mm. Bočnice žlabu jsou tvořeny celistvými profily tvaru písmene „E“. Tyto profily jsou válcované nebo odlité, přičemž je kladen velký důraz na odolnost vůči mechanickým opotřebením. V provozu totiž tyto profily přicházejí do styku s hřebly, které se o tyto profily opírají a dochází k obrušování jejich povrchu. Pro zvětšení životnosti těchto profilů se tyto obvykle zpevňují kalením.

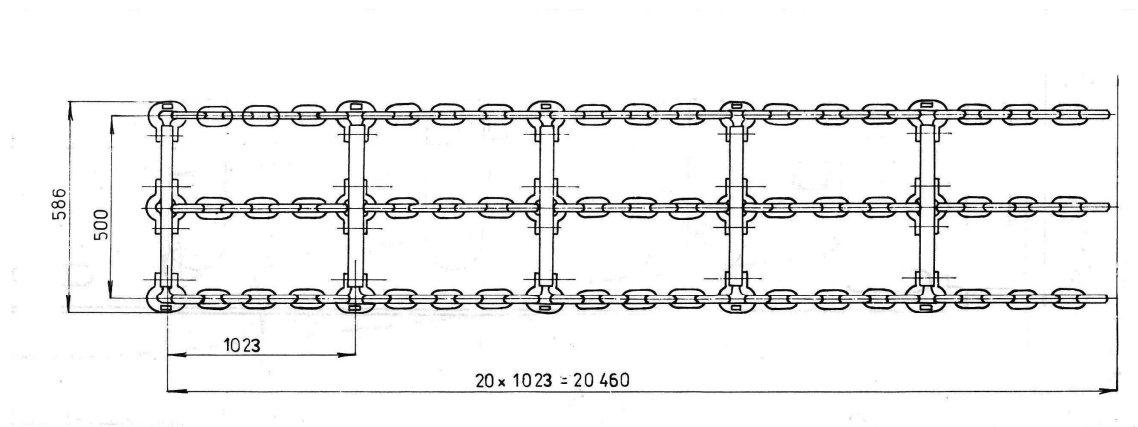
Řetězové úseky s hřebly

Tyto slouží k přesunu horniny v žlabu trati z porubu k výsypnému konci.

Řetězy se používají článkové, ve třídách A, B, C, D , a po svaření jsou dále tepelně zpracovány, aby bylo dosaženo požadovaných mechanických vlastností. Řetězy jsou ve velikostech $d \times t$ [mm] tj. 14 x 50 až 42 x 152 ČSN 02 3211.

Rozeznáváme dva základní typy řetězů:

- řetěz je umístěn uprostřed dopravníku a je vkuse spojený spojkami. Na něm jsou namontovány hřebel
- řetěz je v krátkých délkách spojený spojovacími třmeny, které jsou ukotveny na hřeblech. Tyto řetězy jsou dva u úzkých a tři u širších dopravníků. Tento typ řetězových úseků se používá do šířky dopravníku 600mm a průměru řetězu 18 mm.



Obr. 4.2 – řetězový úsek

Dle počtu řetězů se dále dopravníky dělí na

- jedno řetězové
- dvou řetězové
- tří řetězové

Hřebel hřeblových dopravníků slouží k hrnutí materiálu v žlabech, k řetězům jsou připojena třmeny nebo zvláštními tvarovanými kusy nebo speciálními spojkami. Rozteč hřebel se volí s ohledem na šířku žlabu.

Kotvení slouží k zakotvení vratného konce hřeblového dopravníku a zachycuje síly provozní síly včetně sil od hmotnosti samého dopravníku, je-li ten kotven na skloněné rovině v dole. K hlavním částem kotvení patří stůl, který je spojen z kotvicím rámem a dále z hydraulickými stojkami kterými je udržován v požadované poloze. Stojky působí vzpěrnými a třecími silami, které působí proti silám hřeblového dopravníku.

Síla v horní větvi dopravního řetězu:

Tato síla je nutná k správné funkci hřeblového dopravníku a přesněji řetězových úseků. Stanoví se z odporů proti pohybu v horní větvi, které jsou dány tíhou dopravovaného materiálu, tíhou dopravního řetězu a příslušnými součiniteli odporu, úklonem a zakřivením tratě.

Síla odporu pohybu dopravního materiálu :

$$F_1 = L \cdot q_1 \cdot g \cdot c_1 \cdot \xi_1 \cdot \psi \quad [\text{kN}] \quad [3.1]$$

Síla odporu proti pohybu dopravního řetězu :

$$F_2 = L \cdot q_2 \cdot g \cdot c_2 \cdot \xi_1 \cdot \psi \quad [\text{kN}] \quad [3.2]$$

Pro hodnotu ξ_1 platí:

$$\xi_1 = \frac{c_2 \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}{c_2} \quad [3.3]$$

Podle velikosti dopravníku a jeho kapacity se volí velikost řetězu, který vyžaduje pro správnou funkci správné předpětí. Toto předpětí lze regulovat zařízením na poháněcí stanici dopravníku a na kotvení.

Správné předpětí řetězů je potřebné kontrolovat a seřizovat zejména z následujících důvodů:

- v průběhu provozu dochází k opotřebení samotných řetězů,
- dochází k opotřebení řetězek,
- dochází k ujíždění kotvicích stanic apod.

Z výše zmíněných důvodů je proto nutné měřit předpětí nejen na napínacích válcích dopravníku, ale také mít k dispozici mobilní měřicí zařízení, schopné změřit a zkontrolovat předpětí řetězů v kterémkoliv místě porubu hlubinného dolu.

5. Definice problematiky mobilního zařízení pro měření předpětí řetězů v dolech:

V dolech jsou pro jednosměrnou, přímočarou dopravu uhlí a jiných hornin z porubů používány hřeblové dopravníky. Ty mají ještě další významné funkce, mezi které patří

- vedení dobývacího stroje,
- vytvoření pevné opory pro přesouvání sekcí mechanizované výztuže,
- vytvoření pojezdové dráhy kombajnů s bez řetězovým pojezdem,
- nakládání horniny při přesouvání dopravníku.

Hlavním tažným prvkem hřeblového dopravníku je článkový řetěz, který je předeptat předeptací silou, kterou je nutno pravidelně kontrolovat pomocí mobilního zařízení. Toto zařízení musí splňovat podmínky jako například

- dostatečná mobilita – zařízení musí být dostatečně lehké, aby jej bylo možno bez problému dopravit na místo měření
- součásti zařízení musí být dostatečně pevné, aby v důsledku používání tohoto zařízení nedošlo k jeho poškození, případně zranění pracovníka provádějícího kontrolu
- materiály použité pro konstrukci součástí přípravku nesmí být náchylné k tvorbě mechanické zážehové jiskry

6. Způsob práce mobilního zařízení pro měření předpětí řetězů v dolech

Zařízení musí být možno bez problémově nasazovat na zvolenou část řetězu, vyvodit jím dostatečnou sílu, která se bude rovnat síle předpětí řetězu, a tuto hodnotu ukázat na ručičkovém ukazateli.

Tuto sílu bude nejlépe možno vyvinout hydraulickým válcem a pomocí pákového převodu tuto sílu převést na samotný řetěz. Síla působící na řetěz bude tedy funkcí tlaku pracovní kapaliny v hydraulickém válci.

Zdrojem pracovní kapaliny plnící hydraulický válec může být:

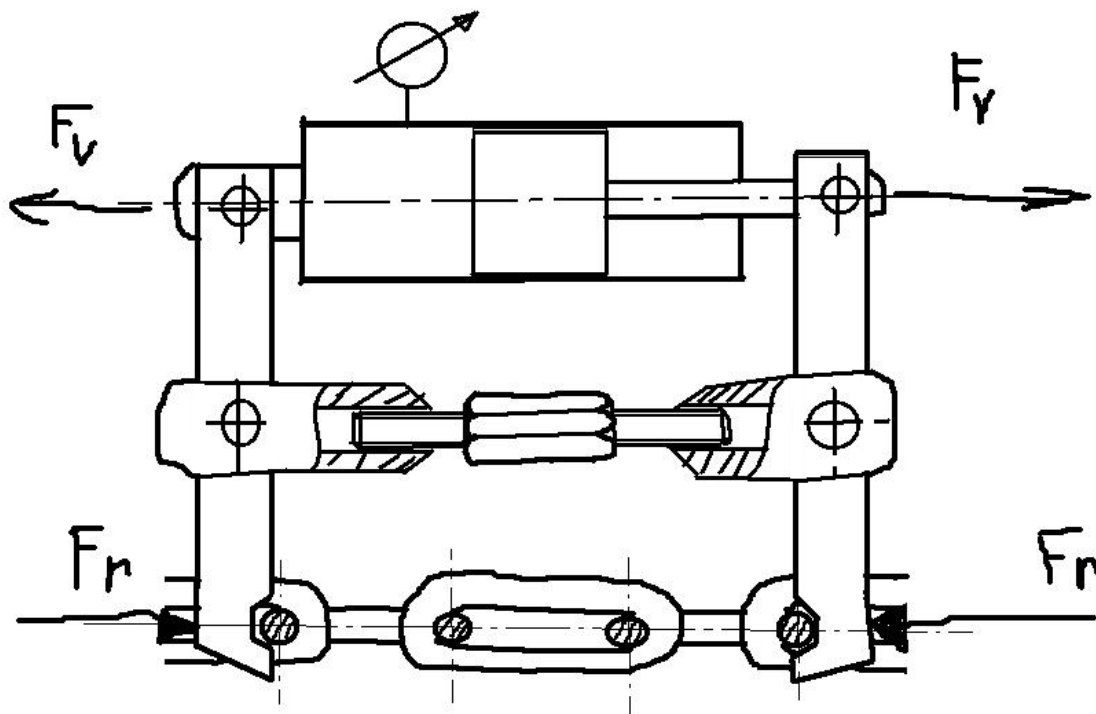
- malé ruční čerpadlo, jehož části nesmí být vyrobeny z hliníku z důvodu možného vzniku teplé jiskry a následného výbuchu metanu,
- tlaková větev pro napájení mechanizované výztuže, která prochází celou délkou porubu a umožňuje tedy připojení zařízení v kterémkoliv místě porubu.

Prvotním a často nejvíce používaným zdrojem kapaliny pro malou důlní mechanizaci v dole bývá tedy tlaková větev, která má následující vlastnosti a parametry:

- obsahuje vodní emulzi (3-5 % emulgačního oleje ve vodě), která je nehořlavá
- pracovní tlak v této větvi dosahuje hodnot v rozmezí 28-32 MPa
- na tuto tlakovou větev se lze napojit v kterémkoliv místě porubu, čímž odpadá nesení ručního čerpadla jakožto dalšího nákladu.

7. Návrh kinematického a hydraulického schématu zařízení

Kinematické schéma



Obr. 7.1 – kinematické schéma zařízení

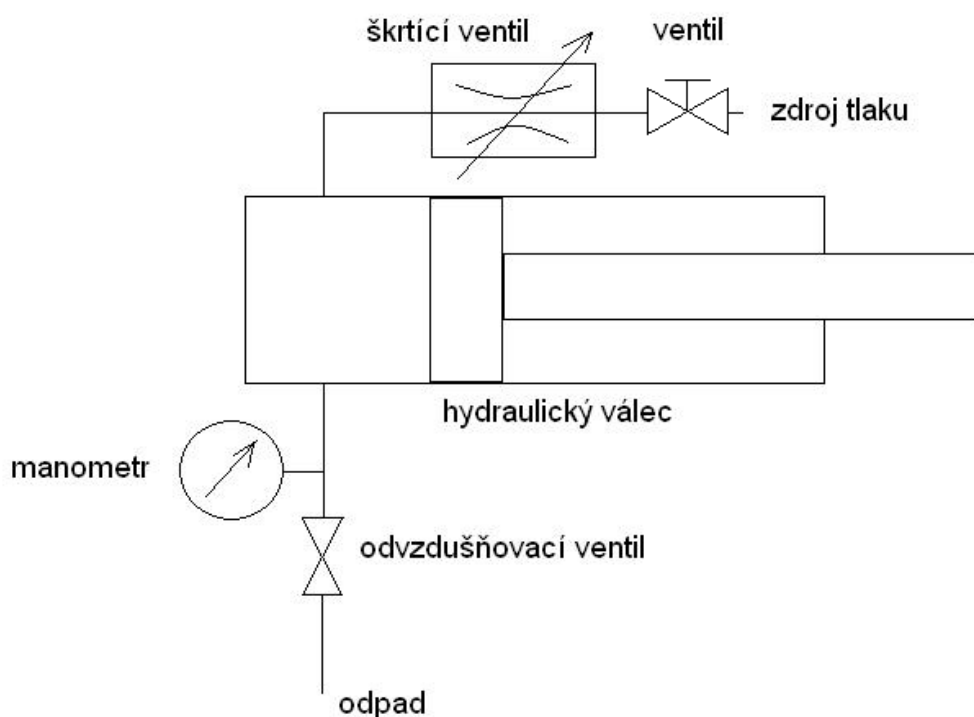
Zařízení se nasadí na měřený úsek řetězu a po překročení síly F_r rovnající se síle předpětí řetězu dojde k uvolnění středního článku řetězu a to tak, že jím lze rukou volně pohybovat.

Této síle F_r odpovídá síla hydraulického válce F_v vyvolána tlakem pracovní kapaliny v tomto válci, a které hodnotu lze odečíst na manometru.

Platí tedy : $F_r = f(F_v) = f(p_v)$

[7.1]

Návrh hydraulického schéma zařízení



Obr. 7.2 – hydraulické schéma zařízení

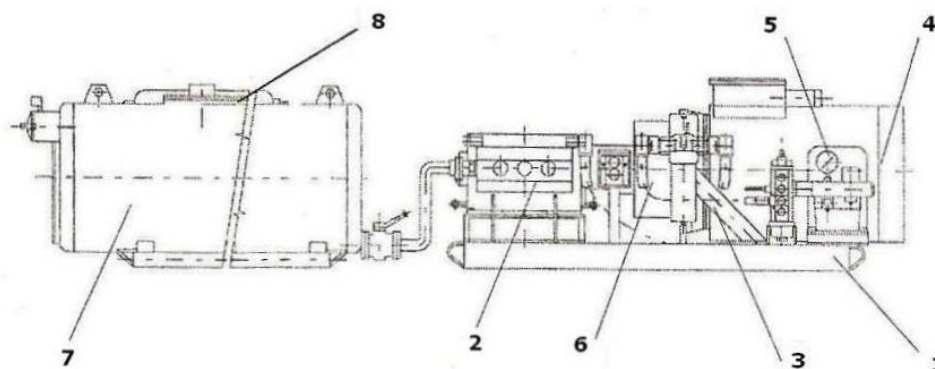
Zařízení se usadí na rozteč tří článků řetězu a upraví se vysunutí pístnice hydraulického válce a rozsah vymezovacího šroubu. Tímto se docílí správné polohy zařízení. Je třeba dbát na to, aby stojiny zařízení byly v co možná největší míře rovnoběžné. Pomocí vstupního ventilu se zařízení napojí na hydraulický obvod nacházející se po délce porubu hlubinného dolu, přičemž se škrťací ventil ponechá uzavřen a ventil odvzdušňovací otevřen. Pomocí škrťacího ventilu se opatrně válec odvzdušní, což se pozná podle výtoku kapaliny skrz odvzdušňovací ventil. Poté je nutné ventily uzavřít, kdy je nejprve uzavřen ventil škrťací a poté odvzdušňovací. Dále se opět škrťací ventil povolí a zařízení se pomalu tlakuje až do mírného sevření stojin na článku řetězu. Poté je nutné zkontrolovat správné usazení stojin a pokračovat v tlakování válce až do doby, kdy dojde k prvotnímu uvolnění středového článku řetězu tak, že

jím lze volně rukou pohybovat. V tomto okamžiku se škrticí ventil uzavře a odečte se hodnota tlaku na manometru. Pro následnou demontáž je nutné zastavit přívod tlaku, otevřít škrticí ventil a odtlakovat zařízení otevřením odvzdušňovacího ventilu. Pístnice se ručně zatlačí, přebývající kapalina vyteče odvzdušňovacím ventilem do odpadu a zařízení je možno odpojit od hydraulického obvodu.

Pro dodávku tlakové kapaliny k sekcím mechanizované výztuže slouží napájecí hydraulický obvod, který je tvořen hydraulickým agregátem a soustavou hadic, armatur a kohoutů, pro rozvod kapaliny porubem hlubinného dolu.

Hydraulický agregát se z pravidla skládá z následujících částí:

- nádrž se směšovacím zařízením,
- čerpadlo,
- vypínací ventil,
- akumulátor,
- filtry (sací a odpadní),
- pojistný ventil.



Hydraulický agregát

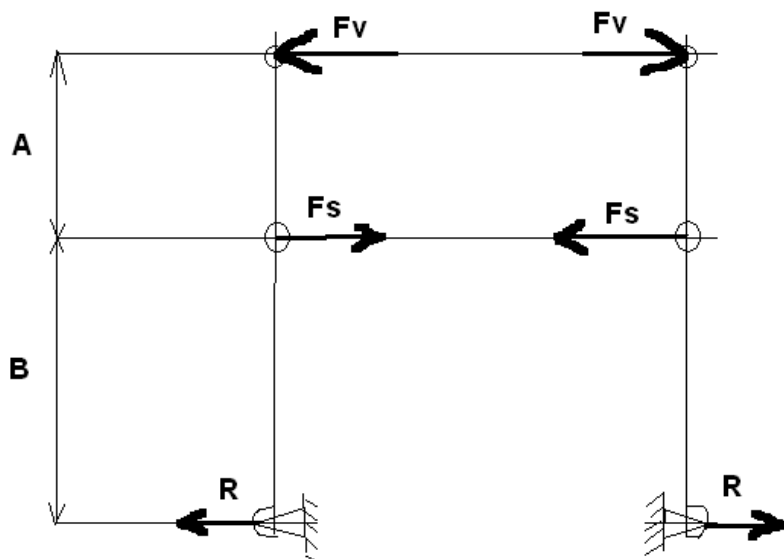
1 - rám, 2 - čerpadlo, 3 - spojka, 4 - elektromotor, 5 - vypínací ventil, 6 - elektrické ovládání
7 - nádrž, 8 - směšovací zařízení

Obr. 7.3 – hydraulický agregát

Kapalina je vedena od hydraulického agregátu celým porubem díky tlakové větvi, která se skládá z jednotlivých hadic spojených armaturami. Minimální tlak v hadicích je 25 Mpa,

maximální pak 32 MPa. K jednotlivým sekcím výztuže jsou z tlakové větve vedeny odbočky. Vnitřní průměr hadic je závislý na velikosti mechanizované výztuže a také na množství kapaliny dopravované agregátem. Vnitřní průměr hadic, nebo-li světlost Js bývá s pravidla Js 20, Js 25 a Js 32. Dovolенý tlak ve větvi bývá 32 MPa.

Silový rozbor na zařízení



Obr. 7.3 – silový rozbor na zařízení

$$F_v \cdot A = R \cdot B \Rightarrow R = \frac{F_v \cdot A}{B}$$

$$F_v \cdot (A + B) = F_s \cdot B \Rightarrow F_s = F_v \cdot \frac{A + B}{B}$$

[7.2]

8. Výpočet rozhodujících částí zařízení

Je třeba brát ohled na druhy řetězů používané v porubu. Zařízení musí být vhodné k měření jak nejmenšího užívaného řetězu 22 x 86 tak největšího 30 x 108. Z tohoto důvodu je brán zřetel na řetěz větší. Od osy řetězu se volí výška potřebná pro umístění stavěcího šroubu zařízení, výška zvolena ~ 50 mm. Tato hodnota je nejmenší přípustnou vzdáleností mezi osou

řetězu a osou stavěcího šroubu. Je proto nejdříve nutné určit velikost oka stavěcího šroubu a tímto i upřesnit jeho polohu v celém mechanismu.

Předpokládaný poměr vzdáleností na rameni zařízení A : B = 1,3 : 1

Důvodem je dosažení co možná nejmenšího průměru hydraulického válce a tím i dosažení nejmenší možné hmotnosti celého zařízení, a to z důvodu lehké manipulovatelnosti.

Při zvoleném poměru vzdáleností na rameni zařízení a maximální napínací síle $R = 140 \text{ kN}$ budou síly v kloubech ramen následující:

$$F_v = R \cdot \frac{A}{B} = 140 \cdot \frac{90}{120}$$

$$F_v = 105 \text{ kN} \quad [8.1]$$

$$B - \text{voleno} \rightarrow 90 \text{ mm}, A = 1,3 \cdot B = 1,3 \cdot 90 = 120 \text{ mm}$$

Průměr hydraulického válce bude tedy v tomto případě:

$$F_v = S \cdot p = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \cdot p \Rightarrow D_v = \sqrt{\frac{4 \cdot F_v}{\pi \cdot p}}$$

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \cdot 105000}{\pi \cdot 32}} = 64,636 \text{ mm} \quad [8.2]$$

$$D_v \rightarrow \text{voleno} \rightarrow 65 \text{ mm}$$

Jelikož se jedná o hydraulický válec jednočinný, je průměr válce roven průměru pístnice.

Síla ve šroubu:

$$F_s = F_v + R = 105 \text{ kN} + 140 \text{ kN} = 245 \text{ kN} \quad [8.3]$$

$$M_{o \max} = R \cdot B = 140 \cdot 90 = 12600 \text{ kNmm} \quad [8.4]$$

Čep v místě působení síly F_s je zatěžován ohybem i smykem, pokud se ale zvolí ve spoji těsné uložení (přesnější), je možno počítat pouze ze smykem. Čepy v zařízeních pro důlní

techniku jsou obvykle vyráběny z materiálu 15230.7, kterým odpovídají hodnoty $R_m = 980 - 1180 \text{ MPa}$ a $R_e = 835 \text{ MPa}$.

Pokud:

$$\sigma_D = 0,2 \cdot R_m = 200 \text{ MPa}, \quad [8.5]$$

$$\tau_D = 0,7 \cdot \sigma_D = 140 \text{ MPa} \quad [8.6]$$

Pak:

$$F_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4} \cdot \tau_D \Rightarrow d_{\check{c}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{2 \pi \cdot \tau_D}}$$

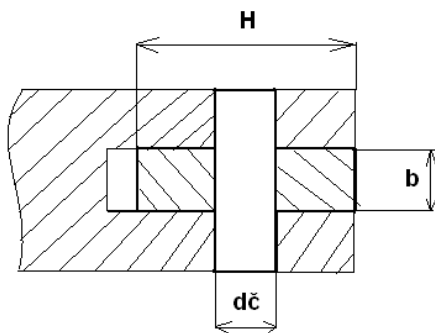
$$d_{\check{c}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 245000}{2 \cdot \pi \cdot 140}} = 33,38 \text{ mm} \quad [8.7]$$

$d_{\check{c}} \rightarrow \text{voleno} \rightarrow 35 \text{ mm}$

OHYB

Pro jistější výsledek se do výpočtu zahrne rovněž ohybový moment, který v místě čepu může vzniknout.

Nejdříve se stanoví potřebný profil ramene v místě čepu. Průměr čepu se dle předpokladu volí 35 mm.



Obr. 8.1 – rozměry čepu

$$W_o = \frac{b * (H^3 - h^3)}{6H} \quad [8.8]$$

Předpoklad:

b = 80 mm, H = 90 mm, h = 35 mm

Wy:

$$W_y = \frac{b * (H^3 - h^3)}{6H} = \frac{80 * (90^3 - 35^3)}{6 * 90} = 101648 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_y} = \frac{12600000}{101648} = 123,96 \text{ MPa} \dots \text{vyhovuje} \quad [8.9]$$

Materiál ramen je volen 11700.0 z Rm = 685 – 835 MPa a Re = 345 MPa. Při maximálním zatížení bude bezpečnost k mezi kluzu:

$$k = \frac{R_e}{\sigma_o} = \frac{345}{123,96} = 2,78 \quad [8.10]$$

Hodnota je z ohledem na charakter zatěžování součásti vyhovující, jelikož je zatěžování velmi pozvolné a statické.

Otlačení čepu:

$$p = \frac{F_s}{h * B} = \frac{245000}{40 * 35} = 175 \text{ MPa} \quad [8.11]$$

Vzhledem k charakteru zatěžování, materiálu čepu a materiálu ramene lze tuto hodnotu připustit, je však nutné dodržet kvalitní zpracování spoje a jeho mazání.

Čep v místě působení síly F_v – čep na hydraulickém válci:

Rovněž zde se použije materiál 15230.7, jako v případě čepu předchozího. Výpočet se sestavuje obdobně:

$$F_v = \frac{2 * \pi * d_{\check{v}}^2}{4} * \tau_D \Rightarrow d_{\check{v}} = \sqrt{\frac{4 * F_v}{2\pi * \tau_D}}$$

$$d_{\check{v}} = \sqrt{\frac{4 * 105000}{2 * \pi * 140}} = 21,85 \text{ mm} \quad [8.12]$$

$$d_{\check{v}} \rightarrow \text{volen} \rightarrow 25 \text{ mm}$$

Otlačení čepu:

$$p = \frac{F_v}{d_{\check{c}} * 40} = \frac{105000}{40 * 25} = 105 \text{ MPa} \text{ vyhovuje} \quad [8.13]$$

Návrh a výpočet rozměrů šroubu

Předběžný výpočet průměru jádra závitu d_3' :

Volba materiálu : 15 230.7

β	1,3 [-]
k_s	3 [-]
Re	835 MPa

Tab. 8.1 – parametry materiálu

$$\beta \cdot \sigma_d = \sigma_D$$

$$\beta \frac{F_s}{\pi \frac{d_3'^2}{4}} \leq \frac{Re}{k_s}$$

$$d_3' \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta \cdot k_s \cdot F_s}{\pi \cdot Re}} \quad [8.14]$$

$$d_3' \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3 \cdot 245000}{\pi \cdot 835 \cdot 10^6}}$$

$$d_3' \geq 0,0381704m \geq 38,1704mm$$

Další rozměry metrického závitu M 50 dle ČSN ISO 261

p	3,0 mm
d	50,0 mm
D	50,0 mm
d ₂ = D ₂	48,051 mm
d ₃	46,319 mm
D ₁	46,752 mm
α	60°

Tab. 8.2 – rozměry závitu

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{50 - 46,752}{2} = 1,624mm \Rightarrow 2mm \quad [8.15]$$

Výpočet dalších parametrů lichoběžníkového závitu :

Úhel stoupání :

$$\gamma = \arctg \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{3}{\pi \cdot 48,051} = 1,139[^\circ] \quad [8.16]$$

Třecí úhel :

Kombinace materiálů : ocel-ocel-suché; $f_z = 0,15[-]$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = 9,826^\circ \quad [8.17]$$

Ověření samosvornosti :

$$\gamma \leq \varphi'$$

$$1,139^\circ \leq 9,826^\circ$$

Výpočet reakce R_x

$$R_x = F_s \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi') = 245000 \cdot \operatorname{tg}(9,826 + 1,139) = 47467,88 N \quad [8.18]$$

Pevnostní kontrola :

$$\sigma_d = \frac{F_s}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{245000}{\frac{\pi \cdot 46,319^2}{4}} = 145,4 MPa$$

$$\tau = \frac{M_R}{W_K} = \frac{R_x \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{447467 \cdot \frac{48,051}{2}}{\frac{\pi \cdot 46,319^3}{16}} = 58,45 MPa$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_d^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq \sigma_D \quad [8.19]$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{145,4^2 + 4 \cdot 58,45^2} = 186,57 MPa$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{835}{186,57} = 4,48$$

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_D$$

$$\sigma_{RED} \leq \frac{R_e}{k_s}$$

$$186,57 MPa \leq 278 MPa$$

Výpočet výšky matice

Nosná hloubka závitů:

$$H_1 = 2 \text{ mm}$$

Počet závitů :

$$p_D = 150 \text{ MPa}$$

$$z_{\min} \geq \frac{F_S}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot p_D}$$

$$z_{\min} \geq \frac{245000}{\pi \cdot 0,048051 \cdot 0,002 \cdot 150 \cdot 10^6} \quad [8.20]$$

$$z_{\min} \geq 5,4099[-]$$

Výška matice :

$$z \rightarrow \text{voleno} \rightarrow 10$$

$$h_m = z \cdot p = 10 \cdot 3 = 30 \text{ mm}$$

Kontrola dovoleného tlaku na závitů:

$$\frac{F_S}{S} = p < p_D$$

$$\frac{F_S}{\left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \right)} = p < p_D \quad [8.21]$$

$$\frac{245000}{\left(\frac{\pi \cdot 50^2}{4} - \frac{\pi \cdot 46,752^2}{4} \right)} = p < p_D$$

$$\underline{\underline{99,3 \text{ MPa} < 150}}$$

Kontrola dovoleného tlaku na stojiny zařízení:Dovolený tlak v místě reakce řetězu:

Plocha S_1 na kterou síla R působí :

$$S_1 = (2 \cdot 32,5) \cdot 80 = 5200 \text{ mm}^2$$

$$\frac{R}{S_1} = p_1 < p_D \quad [8.22]$$

$$\frac{140000}{0,0052} = 26,9 \text{ MPa} < p_D$$

Dovolený tlak v místě reakce šroubu:

Plocha S_2 na kterou síla F_S působí :

$$S_2 = 100 \cdot 80 = 8000 \text{ mm}^2$$

$$\frac{F_S}{S_2} = p_2 < p_D \quad [8.23]$$

$$\frac{245000}{0,008} = 30,625 \text{ MPa} < p_D$$

Dovolený tlak v místě reakce hydraulického válce:

Plocha S_3 na kterou síla F_V působí :

$$S_3 = 2 \cdot 30 \cdot 75 = 4500 \text{ mm}^2$$

$$\frac{F_V}{S_3} = p_3 < p_D \quad [8.24]$$

$$\frac{105000}{0,0045} = 33,34 \text{ MPa} < p_D$$

9. Závěr

Zařízení pro měření předpětí řetězů patří k velice důležitým zařízením v důlním průmyslu. Díky tomuto zařízení je zjištěna správná napínací síla v řetězech hřeblových dopravníků, čímž je zabezpečen bezproblémový chod celého dopravníku. Dochází tudíž k menším opotřebením součástí, což se projevuje zejména v ekonomickém hledisku.

V úvodu bakalářské práce je uveden průzkum zařízení, jež se používají pro malou mechanizaci v hlubinných dolech. Dále je již zvolen postup řešení konstrukce a výpočtu zařízení pro měření předpětí, kde je ve výpočtu a volbě použitých materiálů brán zřetel na normu ČSN EN 1127-2 pro zařízení k použití v důlních nebezpečných atmosférických podmínkách.

10. Seznam použitých pramenů

- [1.] ČERNOCH, Svatopluk. Strojně technická příručka 1. Státní nakladatelství technické literatury . Praha ,1977.
- [2.] KŘÍŽ, Rudolf – TRČKA, Josef. Tabulky materiálů pro strojírenství I. Kovové materiály – železné kovy. Montanex . Ostrava, 1999. ISBN 80-85780-92-5.
- [3.] DEJL Zdeněk. Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Montanex. Ostrava, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [4.] LEINVEBEL, Jan – ŘASA, Jaroslav – VÁVRA, Pavel. Strojnické tabulky. Scientia. Brno, 2000. ISBN 80-7183-164-6.
- [5.] ŘASA, Jaroslav – ŠVERCL, Josef. Strojnické tabulky I pro školu a praxi. Scientia. Praha, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [6.] GONDEK, Horst – ŠEVČÍK, Arnošt. Těžební a zpracovatelské stroje I. Ostrava 2006. ISBN 80-248-1040-9.
- [7.] LENERT, Jiří. Pružnost a pevnost I. Ostrava 2005. ISBN 80-248-0113-2
- [8.] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře – Části spojovací. Ostrava 2008. ISBN 978-80-248-1290-8
- [9.] ČSN 42 0002 Konstrukční oceli ke tváření.

Odkazy na zdroje obrázků*Obr.3.1*

http://www.koexpro.cz/new/dulni/pdf/cz/9_1_1_1_Alan%2020_23__KX%201437.pdf

[cit. 2009-07-20]

Obr.3.2

http://www.koexpro.cz/new/dulni/pdf/cz/9_2_1_1_SMH%2030__KX%201131%202000.pdf

[cit. 2009-07-20]

Obr.3.3

http://www.koexpro.cz/new/dulni/pdf/cz/8_1_3_1_SS%20150_280K__KX%201530.pdf

[cit. 2009-07-20]

Obr.3.4

http://www.koexpro.cz/new/dulni/pdf/cz/2_2_1_1_ARH,%20ANH%2075__KX%201532.pdf

[cit. 2009-07-20]

Obr.4.1

GONDEK, Horst – ŠEVČÍK, Arnošt. Těžební a zpracovatelské stroje I.

Obr.4.2

GONDEK, Horst – ŠEVČÍK, Arnošt. Těžební a zpracovatelské stroje I.